

УДК 622.233

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ШНЕКОВОГО БУРЕНИЯ

Часть 1. Формирование математической модели рабочего процесса в установившемся режиме бурения

Казаченко Г.В., Нагорский А.В., Басалай Г.А. (Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь)

Статья посвящена теоретическому исследованию рабочего процесса шнекового бурения с целью обоснования оптимальных соотношений между конструктивными параметрами и режимными характеристиками бурового оборудования, позволяющими в конкретных геолого-технических условиях обеспечивать максимально возможную механическую скорость бурения. В основу построения математической модели установившегося рабочего процесса шнекового бурения положено условие обязательного соблюдения двух балансовых соотношений: материального баланса по объему разрушаемой долотом и транспортируемой шнеком из скважины породы и энергетического баланса между установленной мощностью буровой установки и затратами мощности на выполнение всех операций проходки скважины. В первой части статьи сформирована математическая модель взаимодействия бурильной колонны с породой в скважине.

Введение

Шнековое бурение является самым производительным видом вращательного бурения мелких скважин глубиной до 50 м и диаметром от 60 до 600÷800 мм в породах не выше VI категории по 12-бальной шкале буримости (мерзлые плотные глины, галечники, связные песчано-глинистые породы с ледяными прослойками). Этот вид бурения широко применяется для бурения взрывных скважин при сейсморазведке и открытой добыче полезных ископаемых, при инженерно- и гидрогеологических исследованиях, геологической съемке, поисках и картировании, при разведке полезных ископаемых, для бурения строительных и эксплуатационных скважин на воду [1, 2].

Достоинством шнекового бурения, или как его иногда называют «бурения всухую», является возможность работы без промывочной буровой жидкости, обычно применяемой для выноса продуктов бурения из скважины. В связи с этим метод успешно применяется при бурении в безводных районах, в мерзлых породах и в зимнее время.

К недостаткам метода следует отнести небольшую глубину бурения, невозможность бурения скважин в породах выше VI категории по буримости, в породах с наличием твердых прослоев и валунов, трудности бурения в грунтах ниже уровня стояния подземных вод, в липких и вязких глинистых грунтах, относительно высокую энергоемкость рабочего процесса бурения. Последнее обстоятельство связано с большими затратами энергии на преодоление сил трения шнека о выбуренную породу и трения породы о стенку скважины, что и является причиной ограниченной глубины бурения этим способом.

Процесс шнекового бурения включает в себя разрушение породы на забое скважины путем ее взрыхления или резания буровым долотом и одновременное транспортирование продуктов разрушения из скважины шнековым буровым ставом. Буровой став, помимо транспортирования разрыхленной породы к устью скважины, передает от

бурового станка к долоту крутящий момент и осевое усилие, необходимые для разрушения породы на забое с определенной механической скоростью проходки скважины.

Схема передвижения столба разрыхленной породы в скважине (рисунок) снизу вверх напоминает схему передвижения гайки в резьбовой паре «винт – гайка», в которой «гайка» удерживается внешними силами от проворачивания. Движение частиц породы вверх обусловлено превосходством сил трения, действующих на них со стороны стенки скважины, над силами трения, действующими со стороны винтовой поверхности вращающегося шнекового транспортера. В результате такого соотношения сил столб породы, проскальзывая относительно вращающейся винтовой поверхности шнека, поднимается ею в осевом направлении вверх к устью скважины. Эффект транспортирования породы винтовым шнеком проявляется только при скорости вращения буровой колонны больше некоторого критического значения, величина которой зависит от радиуса и угла подъема направляющей винтовой линии, коэффициентов трения породы о стенку скважины и о винтовую поверхность шнека [2]. При скорости вращения меньше критической порода вращается вместе со шнековым ставом, но вверх не поднимается.

Необходимым условием выхода буровой установки в установившийся режим бурения, при котором весь объем выбуренной породы может стабильно успешно транспортироваться шнеком из скважины, является балансовое соответствие производительности шнекового транспортера производительности долота по объему разрушенной породы с учетом ее разрыхления [3]. При этом производительность шнекового транспортера может быть больше или, в крайнем случае, равна производительности породоразрушающего инструмента. В случае несоответствия транспортных возможностей шнека производительности долота, как это известно из практики бурения, происходит уплотнение породы в межвитковом пространстве и заштыбовка породой шнекового транспортера в виде т.н. «буровых сальников» [2]. Ликвидация этого вида осложнения в практическом бурении осуществляется подъемом бурильной колонны над забоем скважины и ее «расхаиванием», т.е. вращением на максимальных оборотах с целью выклинивания центробежными силами уплотненной породы из шнека.

Производительность шнекового бурения, оцениваемая по механической скорости проходки скважины, зависит от физико-механических свойств горной породы, типа применяемого породоразрушающего инструмента, конструктивных параметров транспортирующего шнека, технологических режимов бурения [3]. К числу регулируемых в процессе бурения режимных параметров, определяющих основной показатель шнекового бурения – механическую скорость проходки, относят осевую нагрузку на долото и угловую скорость вращения буровой колонны [1, 3].

Из практики шнекового бурения известно [2, 3], что увеличение любого из названных режимных параметров приводит к росту механической скорости проходки. По причине кинематической независимости этих двух режимных параметров в приводе бурового оборудования от оператора буровой установки в конкретных горно-геологических условиях, как показывает практика шнекового бурения [3], требуется интуитивный правильный выбор их оптимальных соотношений. Суть этого требования заключается в том, что производительность разрушения породы установкой, при правильном выборе скорости вращения бурильной колонны и осевой нагрузки на долото, должна соответствовать транспортным возможностям шнекового транспортера, а суммарные затраты мощности на работу буровой колонны в этом режиме не должны превышать установленную мощность ее привода.

Очевидно, что в изменяющихся условиях бурения интуитивный выбор режимных параметров, обеспечивающих выполнение одновременно двух балансовых соотношений, представляет собой достаточно сложную задачу. На практике этот выбор

осуществляется методом «проб и ошибок», в результате которых оператор опытным путем последовательно подбирает осевую подачу и число оборотов бурильной колонны, обеспечивающих максимально возможную по условиям бурения механическую скорость проходки. Оператор при этом не располагает инструментальными возможностями для контроля затрат мощности при выбранных режимных параметрах бурения на предмет соответствия их установленной мощности приводов буровой установки. В итоге, по причине отсутствия у оператора установки достоверной информации о соблюдении материального и энергетического балансовых соотношений в рабочем процессе, бурение является не непрерывным, а периодическим. Это обусловлено тем, что время от времени бурение приходится прекращать и освобождать шнек от уплотнившейся в его витках породы по описанной выше технологии. Многократные остановки процесса бурения, сопровождаемые «расхаживанием» шнекового транспортера с целью освобождения его от уплотнившейся породы в виде «сальников», приводит к непроизводительным потерям времени и перерасходу энергии, что в итоге снижает общую механическую скорость проходки и коэффициент полезного действия буровой установки в целом.

Из приведенного обзора следует, что практический выбор оптимальных режимных параметров в шнековом бурении является актуальной проблемой, для решения которой требуется аналитическое исследование его рабочего процесса. Конечной же целью исследования является определение рациональных соотношений между конструктивными и режимными параметрами бурового оборудования, использование которых, на наш взгляд, должно существенно увеличить его производительность при шнековом бурении. Математическая модель рабочего процесса в аналитическом исследовании должна отвечать условию одновременного соблюдения двух выше указанных балансовых соотношений.

Моделирование установившегося процесса шнекового бурения по условию энергетического баланса

Суммарные затраты мощности на привод бурильной колонны в установившемся режиме шнекового бурения можно представить в виде суммы трех ее составляющих:

$$N = N_1 + N_2 + N_3, \quad (1)$$

где N_1 – затраты мощности на разрушение породы долотом;

N_2 – затраты мощности на вынос породы из скважины, включая ее потери на преодоление сил трения о стенки скважины и поверхность бурового инструмента;

N_3 – затраты мощности на осевую подачу долота на забой.

Первая составляющая затрат мощности:

$$N_1 = e \cdot Q, \quad (2)$$

где e – удельные затраты мощности на разрушение породы;

Q – объемная производительность долота.

Удельные затраты e мощности на разрушение породы на забое скважины, например, лопастным долотом, могут быть определены по зависимости [4, 5]:

$$e = c_1 \cdot h^{c_2}, \quad (3)$$

где h – средняя толщина стружки, снимаемой режущими лопастями долота;

c_1 и c_2 – параметры, зависящие соответственно от свойств разрабатываемой породы и качества резцов.

Средняя толщина стружки для лопастного долота:

$$h = v_n \frac{2\pi}{\omega \cdot z}, \quad (4)$$

где v_n – скорость осевой подачи бурильной колонны;

ω – угловая скорость вращения долота;

z – число его режущих лопастей.

Объемная производительность долота:

$$Q = v_n \cdot \pi \cdot R_c^2, \quad (5)$$

где R_c – диаметр скважины.

В итоге первая составляющая затрат мощности на привод бурильной колонны имеет вид:

$$N_1 = c_1 \cdot \left(v_n \frac{2\pi}{\omega \cdot z} \right)^{c_2} \cdot \pi \cdot R_c^2 \cdot v_n. \quad (6)$$

Вторая составляющая затрат мощности может быть определена по формуле:

$$N_2 = M_{тр} \cdot \omega, \quad (7)$$

где $M_{тр}$ – момент трения бурильного инструмента о породу.

Для нахождения момента трения рассмотрим кинематику движения выбуренной породы в скважине и условия равновесия бесконечно тонкого элемента породы, представляющего собой геометрическое тело, ограниченное двумя вертикальными пересекающимися плоскостями с центральным углом da , двумя коаксиальными круговыми цилиндрическими поверхностями с радиусами R_1 и R_2 , и двумя эквидистантными винтовыми поверхностями с общей направляющей винтовой линией с шагом h_b (рисунок). Параметры геометрического тела соответствуют радиусу наружной поверхности става R_1 , наружному радиусу шнековой лопасти R_2 и шагу h_b ее направляющей винтовой линии. С целью упрощения последующих рассуждений примем $R_2 = R_c$.

Запишем систему уравнений равновесия для выделенного элементарного геометрического тела, находящегося под действием нормальных и касательных сил, приложенных к его поверхностям, а также объемных – силы тяжести и центробежной силы в их проекциях на ось вращения шнека, на направление радиуса и на перпендикуляр к радиусу:

$$\begin{cases} p_n \cdot S_n - \tau_{2x} \cdot dS_2 + \tau_{1x} \cdot dS_1 + \tau_{ax} \cdot dS_b + \tau_{nx} \cdot dS_n - p_3 \cdot S_3 = 0 \\ p_1 \cdot dS_1 + p_n \cdot dS_2 - p_2 \cdot dS_2 = 0 \\ p_n \cdot dS_n - p_r \cdot dS_n - p_b \cdot dS_b - \tau_{1z} \cdot dS_1 - \tau_{2z} \cdot dS_2 = 0, \end{cases} \quad (8)$$

где p_3, p_n – давления на заднюю и переднюю грани элементарного объема;
 S_n, S_3 – площади соответственно передней и задней граней тела;
 τ_{1x}, τ_{2x} – проекции напряжений трения на наружной и внутренней цилиндрических поверхностях геометрического тела на ось x ;
 dS_1, dS_2 – площади внутренней и наружной цилиндрических поверхностей;
 τ_{bx}, τ_{nx} – проекции на ось абсцисс напряжений трения верхней и нижней винтовых поверхностей о поверхность лопасти шнека;
 dS_n, dS_b – площади нижней и верхней винтовых поверхностей тела;
 p_2 – нормальное давление со стороны стенки скважины на наружную цилиндрическую поверхность тела;
 p_1 – то же со стороны става шнека на внутреннюю цилиндрическую поверхность тела;
 p_n – нормальное давление на стенку скважины со стороны породы вследствие действия центробежных сил инерции;
 p_n, p_b – давление на нижнюю и верхнюю винтовые поверхности тела со стороны лопасти шнека;
 p_r – давление на поверхность лопасти шнека со стороны тела, обусловленное действием сил гравитации;
 τ_{1z}, τ_{2z} – проекции напряжений трения на внутренней и наружной цилиндрических поверхностях элементарного объема на ось z .

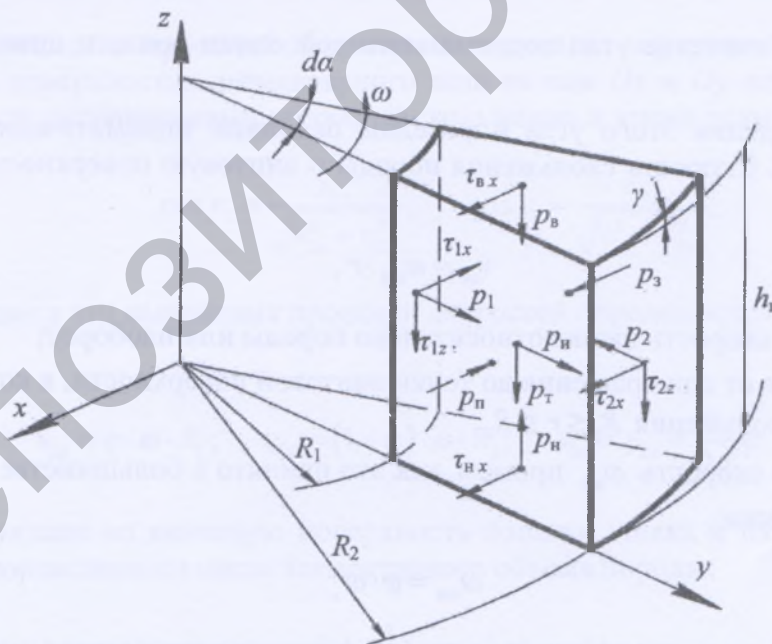


Рисунок - К составлению уравнений равновесия элементарного объема породы

При составлении этих уравнений принято, что в установившемся режиме движения отсутствуют радиальное и вертикальное относительные перемещения частиц внутри породы. Вследствие этого отсутствуют напряжения трения на передней и задней гранях элементарного объема и инерционные силы Кариолиса.

Входящие в систему уравнений (8) величины определим следующим образом (рисунок):

$$S_n = S_s = h_b \cdot (R_2 - R_1), \quad (9)$$

$$\tau_1 = f_1 \cdot p_1; \quad \tau_2 = f_2 \cdot p_2, \quad (10)$$

где f_1, f_2 – коэффициенты трения породы соответственно о поверхность става шнека и о стенку скважины.

$$\tau_n = f_1 \cdot p_n; \quad \tau_b = f_1 \cdot p_b; \quad (11)$$

$$dS_1 = h_b \cdot R_1 \cdot d\alpha; \quad dS_2 = h_b \cdot R_2 \cdot d\alpha; \quad (12)$$

$$dS_b = dS_n = \int_{R_1}^{R_2} r \cdot d\alpha \cdot dr = \frac{1}{2} (R_2^2 - R_1^2) d\alpha. \quad (13)$$

Для нахождения проекций напряжений трения на выбранные оси необходимо знать направления скоростей скольжения точек соответствующих поверхностей. Так как радиальные составляющие скоростей скольжения породы о шнек отсутствуют или очень незначительны, то:

$$\tau_{b,x} = \tau_b \cdot \cos \gamma_{cp}; \quad \tau_{n,x} = \tau_n \cdot \cos \gamma_{cp}, \quad (14)$$

где γ_{cp} – среднее значение угла подъема винтовой линии лопасти шнека, по которой движется порода.

Для нахождения этого угла определим основные кинематические параметры движения породы. Скорость скольжения породы о винтовую поверхность шнека в которой ее точке:

$$v_{ск} = \omega_{шн} \cdot r, \quad (15)$$

где $\omega_{шн}$ – угловая скорость шнека относительно породы или наоборот;

r – расстояние от оси вращения до точки винтовой поверхности, в которой определяется скорость скольжения $R_1 \leq r \leq R_2$.

За угловую скорость $\omega_{шн}$ примем, как это принято в большинстве теорий транспортирующего шнека:

$$\omega_{шн} = \varphi \cdot \omega, \quad (16)$$

где φ – коэффициент пропорциональности (коэффициент скольжения, коэффициент циркуляции).

Тогда скорость скольжения в любой точке поверхности $v_{ск} = \varphi \cdot \omega \cdot r$, а среднее значение скорости скольжения для винтовых поверхностей элементарного объема породы:

$$v_{cp} = \frac{\int_0^Q v_{ck} dQ}{Q} = \frac{\int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} \varphi \cdot \omega \cdot r \cdot v_{oc} \cdot dr \cdot d\alpha}{v_{oc} \cdot \pi (R_2^2 - R_1^2)} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\varphi \cdot \omega (R_2^3 - R_1^3)}{R_2^2 - R_1^2}, \quad (17)$$

где $v_{oc} = const$ – скорость движения породы вдоль оси шнека.

Если в соответствии с (15) записать:

$$v_{ckcp} = \omega_{шн} \cdot r_{cp}, \quad (18)$$

то значение радиуса r_{cp} , на котором приложена равнодействующая напряжений трения на верхней и нижней винтовых поверхностях:

$$r_{cp} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2}, \quad (19)$$

Средние значения скорости и радиуса скольжения определены из условия обеспечения производительности шнека при постоянном значении коэффициента φ . С учетом этого $\cos \gamma_{cp}$ и $\sin \gamma_{cp}$ соответственно равны:

$$\cos \gamma_{cp} = \frac{\varphi \cdot \omega \cdot v_{cp}}{\sqrt{v_{oc}^2 + \varphi^2 \cdot \omega^2 \cdot v_{cp}^2}}; \quad \sin \gamma_{cp} = \frac{v_{oc}^2}{\sqrt{v_{oc}^2 + \varphi^2 \cdot \omega^2 \cdot r_{cp}^2}}. \quad (20)$$

Для нахождения проекций напряжений трения на внутренней и наружной цилиндрических поверхностях элементарного тела на оси Ox и Oy необходимо определить углы между направлениями скоростей скольжения и этими осями координат:

$$\cos \gamma_2 = \frac{v_{2x}}{\sqrt{v_{2x}^2 + v_{2z}^2}}, \quad \cos \gamma_1 = \frac{v_{1x}}{\sqrt{v_{1z}^2 + v_{1x}^2}}. \quad (21)$$

Входящие в эти выражения проекции скоростей определяются следующим образом:

$$v_{1x} = \varphi \cdot \omega \cdot R_1; \quad v_{2x} = (1 - \varphi) \cdot \omega \cdot R_2; \quad v_{1z} = v_{2z} = \frac{h_b}{2\pi} \varphi \cdot \omega. \quad (22)$$

Действующие на винтовую поверхность лопасти шнека и на стенку скважины давления пропорциональны массе элементарного объема породы:

$$dm = \rho \cdot dV = \frac{1}{2} \rho \cdot h_b \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot d\alpha, \quad (23)$$

где ρ – плотность транспортируемой породы.

Давление от действия сил тяжести:

$$p_r = \frac{g \cdot dm}{dS_{II}} = \rho \cdot g \cdot h_b; \quad (24)$$

- сил инерции:

$$P_n = \frac{dp_n}{dS_2}, \quad (25)$$

где dp_n – дифференциал распределенной силы инерции:

$$dp_n = dm \cdot \omega_n^2 \cdot r_{cp}, \quad (26)$$

где $\omega_n = (1 - \varphi) \cdot \omega$ – угловая скорость породы.

С учетом значений r_{cp} и dS_2 имеем:

$$P_n = \frac{1}{3} \rho \cdot \frac{R_2^2 - R_1^2}{R_2^2} (1 - \varphi)^2 \cdot \omega^2. \quad (27)$$

Путем подстановки полученных соотношений для давлений и напряжений трения в систему уравнений (8) и интегрирования последних по углу α в пределах от нуля до 2π , т.е. распространив условия равновесия на один виток породы, получим следующие уравнения равновесия:

$$\begin{cases} p_2 = p_1 \frac{R_1}{R_2} + P_n; \\ P_n = P_n + P_\tau + f_2 \cdot p_2 \frac{2h_n \cdot R_2}{R_2^2 - R_1^2} + f_1 \cdot p_1 \frac{2h_n \cdot R_1}{R_2^2 - R_1^2}; \\ p_3 = p_n - 2\pi \left(f_2 \cdot p_2 \frac{R_2}{R_2 - R_1} \cos \gamma_2 - f_1 \cdot p_1 \frac{R_2}{R_2 - R_1} \cos \gamma_1 - f_1 (p_n + P_n) \cos \gamma_{cp} \frac{R_1 + R_2}{2h_n} \right). \end{cases} \quad (28)$$

Эти уравнения дают возможность определить напряжения на всех поверхностях витка породы, поднимаемого вверх транспортирующим шнеком. Уравнения легко распространяются на весь шнек путем последовательного их применения для всех витков, начиная с верхнего.

Возвращаясь к поставленной задаче (1), определим затраты мощности на транспортирование породы шнеком. Входящий в выражение (7) суммарный момент трения всех витков транспортирующей части шнека о породу:

$$M_{тр} = \sum_1^n M_{тp i}, \quad (29)$$

где $M_{тp i}$ – момент силы трения i -го витка шнека о породу;

$n = h/h_n$ – число витков шнека, участвующих в транспортировании породы;

h – текущее значение глубины скважины.

Значения момента $M_{тp i}$ изменяются по глубине скважины по причине изменения физических свойств породы. В общем случае момент $M_{тp i}$ может быть вычислен по формуле:

$$M_{\text{тр}}(h) = \frac{2\pi}{3} f_i \cdot (p_{vi} + p_{wi}) \cdot (R_2^3 - R_1^3) + 2\pi \cdot f_i \cdot p_{li} \cdot h_b \cdot R_1^2, \quad (30)$$

где p_{vi} , p_{wi} , p_{li} – давления, определяемые из решения уравнений (28).

Затраты мощности на осевую подачу инструмента на забой:

$$N_3(h) = P_{oc} \cdot v_n, \quad (31)$$

где P_{oc} – осевое усилие, необходимое для обеспечения максимально допустимой скорости подачи v_n инструмента на забой.

Это усилие находится из условия равновесия инструмента в вертикальной плоскости:

$$P_{oc} = P_n + T_z - (m_{ш} + m_n) \cdot g, \quad (32)$$

где $m_{ш}$ – масса бурильной колонны;

m_n – текущая масса породы в шнеке;

P_n – сопротивления породы подаче долота на забое скважины;

T_z – вертикальная составляющая силы трения породы о стенки скважины.

Массу бурильной колонны и текущую массу поднимаемой шнеком породы определим через их погонные массы:

$$m_{ш} = q_{ш} \cdot h; \quad m_n = \rho_n \frac{k_v}{k_p} (R_2^2 - R_1^2) \cdot h, \quad (33)$$

где $q_{ш}$ – погонная масса шнека;

h – текущая длина бурильной колонны в скважине;

ρ_n – плотность породы в массиве;

k_v – коэффициент заполнения объема шнека породой;

k_p – коэффициент разрыхления породы.

Осевое усилие подачи определим на основании эквивалентной силы резания и радиуса ее приложения [5]:

$$P_n = k_n \frac{2e \cdot Q}{\omega \sqrt{R_1^2 + R_2^2}}, \quad (34)$$

где k_n – коэффициент пропорциональности.

Вертикальная составляющая силы трения породы о стенки скважины:

$$T_z = f_2 \cdot p_2 \cdot 2\pi \cdot R_2 \cdot h \cdot \sin \gamma = 2\pi \cdot f_2 \cdot p_2 \cdot R_2 \cdot h \frac{\varphi \cdot h_b}{\sqrt{2\pi(1-\varphi)^2 + \varphi^2 \cdot h_b^2}}. \quad (35)$$

Заключение

Сформированные функциональные зависимости по определению затрат мощности в шнековом бурении получены на основе применения модели трения Амонтона-Кулона. В совокупности они позволяют находить для установившегося режима шнекового бурения энергетические, силовые и кинематические параметры рабочего процесса в зависимости от конструктивных и режимных параметров бурового оборудования и физико-механических свойств породы. Основываясь на полученных зависимостях, представляется возможность разрабатывать методики и алгоритмы расчета оптимальных режимов процесса шнекового бурения. При формировании замкнутой математической модели рабочего процесса шнекового бурения дополнительно должны быть учтены ограничения, вытекающие из условия необходимости соблюдения материального баланса по производительности долота и транспортирующего шнека. Формированию этих ограничений, разработке модели рабочего процесса и методике расчета оптимальных режимов бурения посвящена вторая часть настоящего исследования.

Список использованных источников

1. Шамшев, Ф.А. Основы разведочного бурения / Ф.А. Шамшев. – Л.: Недра, 1971. – 196 с.
2. Кардыш, В.Г. Бурение неглубоких скважин / В.Г. Кардыш, Б.В. Мурзаков, А.С. Окмянский. – М.: Недра, 1971. – 240 с.
3. Башкатов, Д.Н. Вращательное шнековое бурение геологоразведочных скважин / Д.Н. Башкатов, Ю.А. Олоновский. – М.: Недра, 1968. – 192 с.
4. Солод, В.И. Горные машины и автоматизированные комплексы / В.И. Солод, В.И. Зайков, К.М. Первов. – М.: Недра, 1981. – 503 с.
5. Казаченко, Г.В. Число резцов в линии резания и неравномерность силы резания / Г.В. Казаченко // Горная механика. – 2007. – № 3. – С. 45-50.

Kazachenko G.V., Nagorsky A.V., Basalai G.A.

Phenomenology of auger drilling. Part 1. Design of numerical scheme of work process in steady-state of drilling

The paper considers theoretical study of auger drilling work process for the purpose of substantiation of optimum relationship between design parameters and performance characteristic of drilling equipment that provide maximum possible mechanical drilling speed in particular geological and technical conditions. The numerical scheme of auger drilling work process is based on the law of imperative validity of two balance interrelations, i.e. material balance by volume of rock broken with a boring cutter and transported by an auger and power balance between drill unit's installed capacity and power needed for all hole boring operations. The article's part 1 states a numerical scheme of interrelation of a drill stem and rock in a cased hole.

Поступила в редакцию 10.08.2012 г.